

⑯ 日本国特許庁 (JP)
⑯ 公開特許公報 (A)

⑯ 特許出願公開
昭55—76226

⑯ Int. Cl.³
F 16 D 49/00

識別記号
7912-3 J

⑯ 公開 昭和55年(1980)6月9日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑯ 流体カップリング装置

豊田市平山町1丁目10番地東プレコン106号

⑯ 特願 昭53—149486
⑯ 出願 昭53(1978)12月1日
⑯ 発明者 野場幹雄

⑯ 出願人 トヨタ自動車工業株式会社
豊田市トヨタ町1番地
⑯ 代理人 弁理士 明石昌毅

明細書

1. 発明の名称

流体カップリング装置

2. 特許請求の範囲

(1) カップリングハウジングと、前記カップリングハウジングをその軸線方向に嵌り合った作動室と液体貯蔵室とに二分し前記作動室と前記液体貯蔵室とを連通する連通孔を備えた仕切り部材と、前記作動室内にてその軸線の周りに回転自在に拘束され前記カップリングハウジングと共に回転して流体カップリングを構成するロータと、前記液体貯蔵室の突効部体貯容積を制御する容積可変部材とを有している事を特徴とする流体カップリング装置。

(2) 特許請求の範囲第1項に記載された流体カップリング装置に於て、前記作動室の外周部が前記液体貯蔵室の外周部より径方向内側にある事を特徴とする流体カップリング装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、流体式カップリング装置に係り、更

(1)

に詳細には温度等の制御因子に応じて伝達トルク能力が連続的に変化し、車輪用ファンカップリング装置として好適な流体式カップリング装置に係る。

車輪用ファンカップリング装置は、カップリングハウジングと該カップリングハウジング内に配置されたロータとの間に封入されたシリコンオイルの如き粘性流体の粘性剪断力によって前記カップリングハウジングと前記ロータとの間にトルク伝達を行う様になっており、又感温型のものは前記カップリングハウジングと前記ロータとの間の粘性流体の量をラジエタ通過空気温度等のニンジン冷却水温度を代表する温度に応じて制御し、トルク伝達能力をエンジン冷却水温度に応じて可変制御する様になっている。

従来一般に知られている感温型の車輪用ファンカップリング装置は、カップリングハウジングと、前記カップリングハウジング内をその軸線方向に嵌り合った作動室と液体貯蔵室等に二分し且つ前記作動室と前記液体貯蔵室とを連通する連通孔を

(2)

特開昭55-76226(2)

二段階しか制御できず、連通孔の開閉を操作して冷却ファンの最大回転数を制御し、エンジン冷却水温度の制御を行っている。上述した如き型の車輪用ファンカップリング装置の設計に際しては、登坂、或は高速走行の様に、熱的に厳しい条件下に於てエンジンがオーバヒートしない様に、前記連通孔が開かれて前記作動室内の粘性流体量が大である状態に於るトルク伝達能力が設定され、それに基づいて冷却ファンの最大回転数が一義的に設定される。その為、市街地走行等、熱的に余り厳しくない走行条件下に於て車輪用ファンカップリング装置の連通孔が開かれてそのトルク伝達能力が大きくなると、冷却ファンは必要以上の高い回転数にて回転し、その為高い騒音を発生する。特にトラック系の車輪に於ては、通常、荷物を積載し、低変速段を用いて登坂路を全負荷で長時間連続運転した場合にもオーバヒートを生じない様、ファンカップリング装置の最大トルク伝達能力が設定される為、ファンカップリング装置の連通孔が開いている時の冷却ファンの最大回転数が高く

(4)

備えた仕切り部材と、前記作動室内にてその軸線の周りに回転自在に拘持され前記カップリングハウジングと共に動して流体カップリングを構成するロータと、エンジン冷却水温度を代表する温度に感応してその温度が所定値以下の時前記連通孔を開じ前記温度が所定値以上の時前記連通孔を開く弁要素とを含んでおり、前記カップリングハウジングと前記ロータの一方をエンジンのクランク軸に駆動連結され、他方に冷却ファンを取付られる様になっている。従って、かかる車輪用ファンカップリング装置にあっては、エンジン冷却水温度が低い時には前記作動室の粘性流体の量が少くなつてトルク伝達能力が低くなり、前記冷却ファンの最大回転数を小さくし、これに対しエンジン冷却水温度が高い時には前記作動室の粘性流体の量が多くなつてトルク伝達能力が高くなり、前記冷却ファンの最大回転数を大きくする。上述した如き型の車輪用ファンカップリング装置は、連通孔の開閉に応じて前記作動室の粘性流体量を二段階にしか制御できず、その為トルク伝達能力も

(3)

なり、従つてトラック系の車輪では一般の乗用車に比して更に高いファン騒音を発生する様になる。この様にトルク伝達能力を二段階にしか制御できない車輪用ファンカップリング装置では冷却ファンの最大回転数をエンジンの各熱条件に応じてきめ細かく適格に制御する事が出来ない。

本発明の第一の目的は上述した如き従来の底温型車輪用ファンカップリング装置に於る上述した如き欠点に鑑み、温度等の導宜の制御因子に応じ、伝達トルク能力が連続的に変化する流体カップリング装置を提供する事にある。

かかる目的は、本発明によれば、カップリングハウジングと、前記カップリングハウジング内をその軸線方向に突り合つた作動室と液体貯蔵室とを二分し且つ前記作動室と前記液体貯蔵室とを逆通する連通孔を備えた仕切り部材と、前記作動室内にてその軸線の周りに回転自在に拘持され前記カップリングハウジングと共に動して流体カップリングを構成するロータと、前記液体貯蔵室の実効容積を制御する容積可変部材とを有して

(5)

いる如き流体カップリング装置によって達成される。

又、従来の車輪用ファンカップリング装置に於ては、一般に作動室の外周線が液体貯蔵室の外周線より径方向外方にある為、即ち作動室の方が液体貯蔵室より大径である為、弁要素によって連通孔が閉じられても遠心力により前記作動室の外周領域に粘性流体が残存し、その粘性流体が完全に抜けきれず、その為この時にも車輪用ファンカップリング装置は実質的なトルク伝達を行なう。この為、冷却ファンはエンジン冷却水温度が低い時にも完全に停止せず、一般に 100 rpm 程度で不必要に回転する。その為、冬期に於る暖機運転時等に於ては、冷却ファンはエンジンを過冷却し、暖機運転時間を長くしたり、冷却水温度の上昇を恐くしてヒータ性能、デフロスター性能、テミスタ性能等を悪化させる原因になっている。特にディーゼルエンジンの様に低回転時の冷却水への放熱比の低いエンジンでは低速時の冷却ファンの回転数を低くする事がヒータ性能、デフロスター性能、

(6)

デミスター性能を向上させる為に特に必要になってきている。

本発明の第二の目的はエンジン冷却水温が低い時には冷却ファンの回転数を零、或は極端に近い値に迄低くする事ができる液体カッブリング装置を提供する事にある。

かかる目的は、本発明によれば、作動室の外周縁が液体貯蔵室の外周縁より径方向内側にある液体カッブリング装置によって達成される。

以下に添付の図を用いて本発明を実施例について詳細に説明する。添付の図は本発明による液体式カッブリング装置を感温型車輌用ファンカッブリング装置として実施した場合の一つの実施例を示す断面図であり、第2図乃至第4図は各々本発明装置の各作動状態を示す断片的な要部の断面図及び作動室の端面図である。図に於て、1は駆動軸であり、この駆動軸1はフランジ締手2によってブーリ3及びウォータポンプ軸4に連結され、前記ブーリ3より図示されていないエンジンのクランク軸の回転動力を伝達される様になっている。

(7.)

特開昭55-76226(3)
いる。ウォータポンプ軸4は図には示されていないエンジン前面に取付けられるポンプカバー5にて回転自在に支持されており、又一端部にてウォータポンプ用のロータ6を固定支持している。

前記駆動軸1はその一端部にてボルト8によりカッブリングハウジング7を固定支持している。カッブリングハウジング7はフロントカバー7aとリアカバー7bとを含んでおり、又前記フロントカバー7aとリアカバー7bとの間に円盤状の仕切りプレート9を配置されており、これらは各各ボルト10, 11によって互に一体的に組合せられている。前記カッブリングハウジング7内は前記仕切りプレート9によってその軸線方向に英り合った作動室12と液体貯蔵室13とに二分されている。前記仕切りプレート9は、第2図(2)乃至第4図(4)に示されている如く、扇形状をした連通孔14を、この実施例の場合、二つ有しており、又、第1図によく示されている如く、前記作動室12の側の円盤面にその軸芯を中心とした複数個の円環状突条15を互に同心状に有している。又

(8.)

前記フロントカバー7aはその円盤状の内面に前記円環状突条15の各々に對向する円環状突条16を複数個有している。

前記フロントカバー7aはその中心部にてボルベアリング17を介してスリーブ状の従動軸18を回転自在に支持している。従動軸18はその一端部に設けられたフランジ部にてボルト19により冷却用ファン20を取付られ、又前記作動室12内に位置している他端にて円盤状のロータ21を固定支持している。前記ロータ21は前記仕切りプレート9との対向面に前記円環状突条15間の円環状溝に各々所定の小さい間隔を置いて保合しその間にラビリンス通路23を郭定する円環状突条22を多数有しており、又前記フロントカバー7aとの対向面に前記円環状突条16間の円環状溝に各々所定の小さい間隔を置いて保合しその間にラビリンス通路25を郭定する円環状突条24を多数有している。前記ラビリンス通路23と25とは、図示されている如く、前記作動室12の外周縁より所定直径方向内側にて終っており、又前

(9.)

記作動室12の外周縁は前記液体貯蔵室13の外周縁より所定直径方向内側に位置している。又この場合、前記連通孔14の外周縁は前記作動室12の外周縁に実質的に一致している。又前記ロータ21はカッブリングハウジング7内に封入されるシリコンオイルの如き粘性流体を前記ラビリンス通路24に導くための貫通孔26を有している。前記フロントカバー7aは粘性流体の注入孔27を有しており、この注入孔27はねじ栓28によつて閉じられる様になっている。

前記仕切りプレート9はその中心部に設けられた孔30にてスリーブ要素31の一端部を固定支持している。前記スリーブ要素31は前記スリーブ状の従動軸18内を貫通してその図にて左方、即ちエンジン前方に突出しており、又前記従動軸18にオイルシール構造を含むニードルベアリング32を介して支持されている。前記スリーブ要素31はその内筒部にて制御軸33を回転自在に支持している。この制御軸33は前記仕切りプレート9の軸線の周りに回転自在であり、その一端

(10.)

部にて外端を前記スリーブ要素31の保止部31'に保止されたスパイナルバイメタル34の巻芯端部を固定拘束している。これにより前記制御軸33は前記スパイナルバイメタル34の膨張及び収縮に応じ正逆回転する。前記制御軸33は前記作動室13内に突出した他端部にて可動ダム要素35を固定拘束している。前記可動ダム要素35は液体貯蔵室13内をその径方向に延び、前記仕切りプレート9に固定された固定ダム要素36a, 36bと共に前記作動室13内を二つの扇形状の室13a, 13bに二分している。前記固定ダム要素36a, 36bは各々前記連通孔14に隣接して設けられており、各々連通孔14を含む室13a, 13bは各々前記可動ダム要素35の回転変位に伴いその実効容積を増減制御される様になっている。この場合、前記可動ダム要素35は前記スパイナルバイメタル34によりラジエタ通過空気温度の上昇に伴い第2図(b)乃至第4図(b)で見て時計通り方向に回転駆動され、前記室13a, 13bの実効容積を減少させる様になっている。

(11)

ラジエタ通過空気温度の上昇に伴いスパイナルバイメタル34が膨張し、それに伴い制御軸33が回転し、可動ダム要素35が第3図(b)に示されている位置に回転変位したとすると、室13a, 13bの各々の実効容積が減少し、それに伴いカップリングハウジング7内の粘性流体のカップリングハウジング径方向厚さが厚くなり、その粘性流体は第2図に示されている状態の時に比してカップリングハウジング7の中心部側にも存在する様になる。この為粘性流体は、第3図(a)に示されている如く、ラビリンス通路23及び25の一部に存在する様になる。従ってこの時には粘性流体の粘性抵抗がカップリングハウジング7とロータ21との間に作用するので、カップリングハウジング7の回転力がロータ21に伝達される様になり、冷却用ファン20が回転する。

更にラジエタ通過空気温度が上昇し、それに伴い更にスパイナルバイメタル34が膨張し、可動ダム要素35が第4図(b)に示されている如き位置にまで回転変位すると、前記室13a, 13bの

(13)

特開昭55-76226(4)

上述した如き構造から成る本発明装置の作動について第2図乃至第4図を参照して説明する。ラジエタ通過空気温度が低い時には可動ダム要素35は第2図(b)に示されている如き位置にあり、室13a, 13bの実効容積は比較的大きくなっている。この時にはカップリングハウジング7内に封入されているシリコンオイルの如き粘性流体はカップリングハウジング7の回転による遠心力により第2図(a)及び第2図(b)に示されている如く液体貯蔵室13の外周領域に沿って偏在している。従って、この時には、図示されている如く、ラビリンス通路23, 25内には実質的に粘性流体が存在せず、その為カップリングハウジング7からロータ21への回転力の伝達が行なわれず、冷却用ファン20は回転しない。尚、実際には冷却用ファン20に作用する空気抵抗とボールベアリング17及びニードルベアリング32の摩擦抵抗が等しくなった時、冷却用ファン20は回転するが、前記ベアリングの摩擦抵抗が充分小さいとすれば、冷却用ファンの回転数は殆んど零であると見て良い。

(12)

実効容積は更に小さくなり、粘性流体は、第4図(a)に示されている如く、ラビリンス通路23及び25内の全てに存在する様になる。その為この時には第3図に示されている如き状態の時よりも高い粘性抵抗がカップリングハウジング7とロータ21との間に作用し、冷却用ファン20の最大回転数が第3図で示されている時よりも高くなる。

この様にラビリンス通路23及び25内に存在する粘性流体の量、即ち実効粘性流体量は可動ダム要素35の回転変位により零から所定の最大量まで連続的に制御され、従って冷却用ファンの最大回転数も零から所定の最大回転数にまで無段階に連続的に制御される。

第5図は本発明装置による時のファン回転数とウォータポンプ回転数(カップリングハウジング回転数)との関係を示すグラフである。このグラフに於て、Aは可動ダム要素35が第4図に示されている如き状態にある時の特性を、Bは可動ダム要素35が第3図に示されている如き状態の時の特性を、Cは可動ダム要素35が第2図に示さ

(14)

デミスト性能を向上する事が出来る。

又図示した実施例の場合、ボールベアリング17は從動軸18と冷却用ファン20とロータ21の重量しか持持していないので、従来の如くカップリングハウジングの重量を持持する型のものに比べて耐久性が向上し、又カップリングハウジング7は駆動側になっていて常に回転されるので、カップリングハウジング7内の粘性流体の冷却効果がよい。

尚、上述した実施例に於ては本発明による流体式カップリング装置を車輌用ファンカップリング装置として用いた場合、トルク伝達能力がエンジン冷却水温に応じて連続的に変化するので、ファン回転数が冷却性能を確保するのに必要な回転数までしか上昇せず、その為熱的にそれ程嵩しくない通常の運転条件下での最高ファン回転数は従来に比して低下し、この為その様な走行条件下でのファン騒音は低下する。

以上の如く、本発明装置を車輌用ファンカップリング装置として用いた場合、トルク伝達能力がエンジン冷却水温に応じて連続的に変化するので、ファン回転数が冷却性能を確保するのに必要な回転数までしか上昇せず、その為熱的にそれ程嵩しくない通常の運転条件下での最高ファン回転数は従来に比して低下し、この為その様な走行条件下でのファン騒音は低下する。

又本発明装置によれば、ファンの回転数を零にする事が出来るので、寒冷時のエンジンの暖機性能を向上でき、又ヒータ性能、デフロスタ性能、

(15)

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明による流体式カップリング装置を車輌用ファンカップリング装置として実施した場合の一つの実施例を示す縦断面図、第2図乃至第4図は各々本発明装置の作動を説明する為の要

(16)

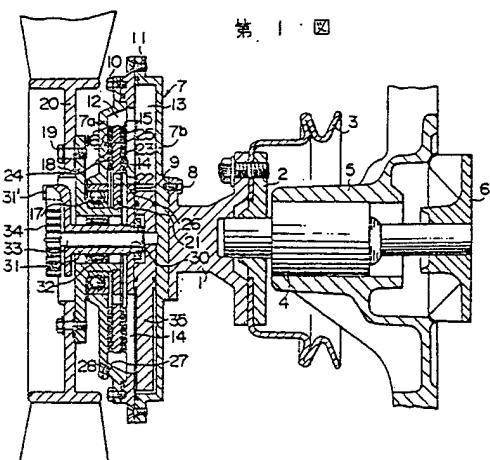
部の縦断面図及び作動室の端面図、第5図及び第6図は各々本発明装置の特性を示すグラフである。

1～駆動軸、2～フランジ締手、3～ブーリ、4～ウォーターポンプ軸、5～ポンプカバー、6～ウォーターポンプ用ロータ、7～カップリングハウジング、8～ボルト、9～仕切りプレート、10～11～ボルト、12～作動室、13～液体貯蔵室、14～連通孔、15～円環状突条、16～円環状突条、17～ボールベアリング、18～從動軸、19～ボルト、20～冷却用ファン、21～ロータ、22～円環状突条、23～ラビリンス通路、24～円環状突条、25～ラビリンス通路、26～貫通孔、27～注入孔、28～ねじ栓、30～孔、31～スリーブ要素、32～ニードルベアリング、33～制御軸、34～スパイラルバイメタル、35～可動ダム要素、36a～36b～開定ダム要素。

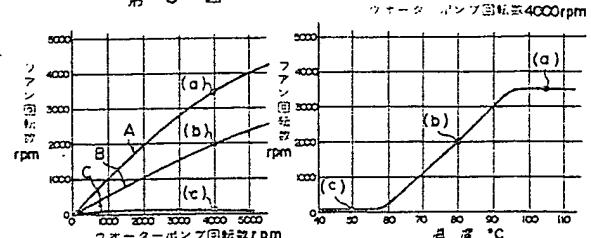
特許出願人 トヨタ自動車工業株式会社
代理人 井岸士 明石昌毅

(17)

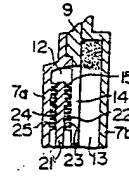
第1図



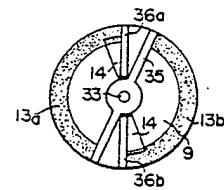
第5図



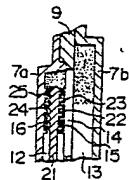
第2図(A)



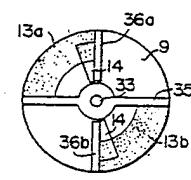
第2図(B)



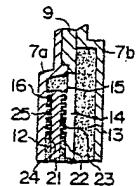
第3図(A)



第3図(B)



第4図(A)



第4図(B)

